

传动系扭振引起的车内轰鸣声实验^{*}

王媛文¹, 董大伟¹, 鲁志文¹, 孙梅云², 闫兵¹

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都, 610031) (2. 中国北车集团唐山轨道客车有限责任公司 唐山, 063035)

摘要 针对前置后驱车低转速车内轰鸣声问题, 运用传递路径分析和模态实验方法分析了车内轰鸣声的激振源、传递路径和峰值产生的机理。激振力主要来源于主减速器输入端的扭转交变力矩, 扭转交变力矩以轴承支反力的形式作用于后桥上并传递至车内。1 102 r/min 和 1 515 r/min 两处峰值都是多处共振综合作用的结果, 但是产生共振的结构有所不同。提出了多种通过降低扭转交变力矩的方式降低车内噪声的措施并进行了综合评价。对降噪效果较好的部分措施进行了实验验证。实验结果表明, 该方法取得了较好的降噪效果, 噪声降低多达 15 dB, 为解决同类问题提供了新思路。

关键词 车内轰鸣声; 扭振; 传递路径; 扭振减振器; 双质量飞轮

中图分类号 U467.1⁺1; TH113.1

引言

汽车的轻量化趋势使得振动噪声问题更为突出, 同时随着人类对舒适性要求的日益增长, 也使得汽车噪声、振动与声振粗糙度 (noise vibration and harshness, 简称 NVH) 问题日趋重要, 车内轰鸣声是车内噪声问题的重要表现之一^[1-2], 一直是汽车 NVH 研究的热点。对于车内轰鸣声产生机理的研究, 目前主要采用传递路径分析、相关性分析、模态分析及边界元仿真等方法^[3-5], 确定辐射噪声的振动来源及峰值产生的原因, 很好地解释了车内轰鸣声的产生原因。车内轰鸣声的控制方法大多是从振动噪声的传递路径上进行处理, 如改进车身结构避免结构与声腔的耦合、改进悬架、修改后桥结构及后桥加装动力吸振器等^[1, 6-12], 还有学者运用主动控制技术控制车内轰鸣声^[13-14], 都取得了较好的控制效果。

笔者针对前置后驱车低转速车内轰鸣声问题, 综合运用传递路径和模态实验方法, 结合理论分析, 研究引起车内轰鸣声的振动的传递路径, 并分析车内噪声激振力来源和峰值产生机理。在此基础上, 从控制车内轰鸣声激振力输入的角度, 提出多种通过降低传动系扭转交变力矩来降低车内噪声的降噪措施, 并对其进行综合评价。

1 车内低转速轰鸣声实验分析

实验车为一前置后驱微车。测试前对车内噪声进行主观评价, 其结论为高档位低转速 (1.1 ~ 1.5 kr/min) 后排位置存在车内轰鸣声可能与传动系扭振有关。为了排除路面激励干扰, 实验选择在消声室内声学转鼓上进行。实验工况为全油门加速, 同时测量的数据包括动力传动系扭振、传动系壳体 and 车身线性振动以及车内噪声信号。由于数据较多, 笔者以四档为例给出相关数据的分析。扭振测量使用 Mueller BBM 扭振测试系统, 线性振动和噪声测量使用 LMS 测试系统。扭振信号的测点共 4 个, 包括发动机飞轮端、变速器输入端、变速器输出端和主减速器输入端。线性振动测点包括两大部分: a. 靠近旋转轴系的各部件壳体上, 共 19 个测点; b. 位于车身上, 共 17 个测点。车内噪声测点共 5 个, 包括主驾、副驾、中排左侧、中排右侧以及后排中间。图 1 为实验测点布置图。

图 2 为车内 5 个噪声测点声压曲线。可以看出, 低转速范围后排测点噪声最严重, 主要表现为整体幅值高于其他测点, 且在 1 102 r/min 和 1 515 r/min 附近有明显峰值。图 3 为后排中测点阶次分析曲线。可以看出, 后排噪声的主要成分是发动机二阶, 且两个峰值处也是以发动机二阶为主, 对应的频

* 国家自然科学基金资助项目 (51275426)

收稿日期: 2014-07-09; 修回日期: 2014-08-29

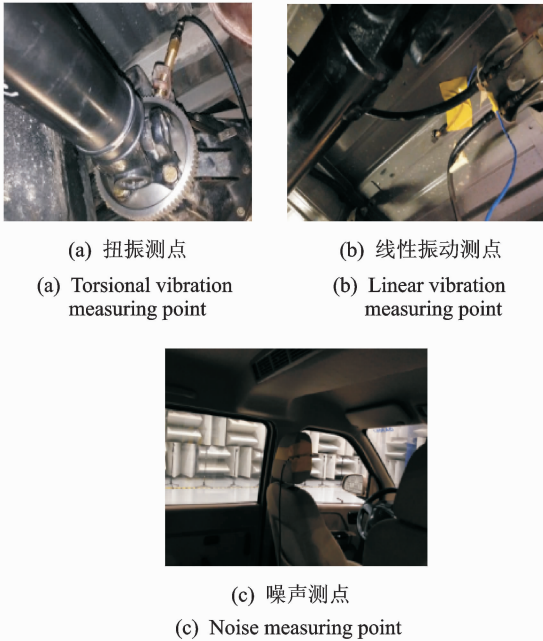


图 1 实验测点布置

Fig. 1 Layout of measuring points

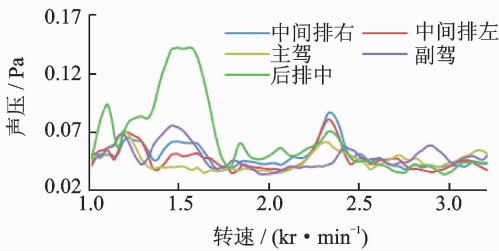


图 2 车内噪声各测点声压曲线

Fig. 2 Interior noise sound pressure curves of each measuring point

率分别为 36.7 Hz 和 50.5 Hz。结果表明,后排噪声存在峰值与发动机激振力有关,且峰值频率与轰鸣声的频率范围特征相符(20~200 Hz)^[1]。可以初步判断,该型车后排存在低转速轰鸣声问题,这与主观评价的结论相符。

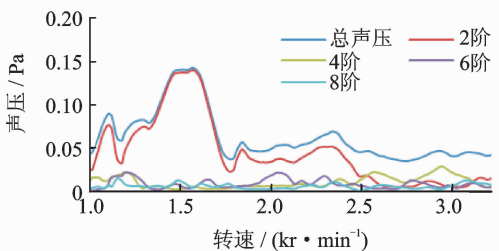


图 3 后排中测点阶次曲线

Fig. 3 Order curve of rear middle measuring point

其中,计算值是计算得到的传动系扭振固有频率,测试值是车内噪声实验曲线上位于 50 Hz 附近的峰值频率。可以看出,该频率值随着档位变化,频率值及其变化规律都与传动系固有频率计算值吻合,初步判断 1.5 kr/min 附近峰值与传动系扭振模态有关。

表 1 各档位 50 Hz 附近峰值频率变化情况

Tab. 1 Peak frequency nearing 50 Hz at different gears

变速器 档位	第 5 阶模态频率/Hz	
	计算值	测试值
2	56.55	57.33
3	52.55	54.77
4	50.67	50.47
5	48.33	49.73

2 车内噪声问题的产生机理

车内噪声的产生机理主要研究两个问题:a. 引起车内噪声的振动能量是如何传递至车内的;b. 问题转速处峰值产生的原因。

2.1 传递路径分析

根据初步结论,车内低转速轰鸣声问题应该为结构振动引起,所以不考虑通过空气传播的路径。车内噪声的结构传递路径主要有 3 条:路径 1,振动能量通过后悬架传至车内;路径 2,通过发动机悬置传递;路径 3,通过中间支撑传递。详细路径如图 4 所示。

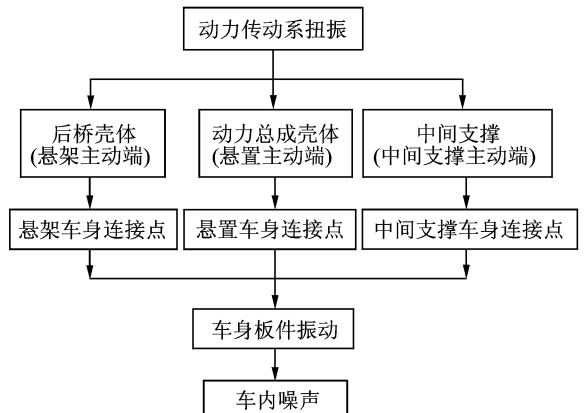


图 4 传动系扭振到车内噪声的传递路径

Fig. 4 Transfer paths from driveline torsional vibration to interior noise

传递路径分析的基本原理是车内噪声水平等于各激励源以工作载荷激励时沿不同路径传递到车内能量的叠加,主要目的是分析能量在各传递路径上的分布情况,即各路径对目标点响应贡献量的

表 1 为各档位 50 Hz 附近峰值频率变化情况。

大小^[5,15]。

对车内噪声贡献量的分析中,激励点主要包括动力总成3个悬置与车身的连接点(5个)、传动轴中间支撑与车身连接点(2个)和后悬架与车身连接点(9个),共16个(均为3个自由度)。参考点共35个,包括16个激励点和19个靠近激励点的参考点。车内噪声目标点选择车内轰鸣声问题最严重的后排测点。各目标点的总响应 $\mathbf{P}_{k \times 1}$ 写成矩阵形式为

$$\mathbf{P}_{k \times 1} = \mathbf{H}_{k \times m}^1 \mathbf{F}_{m \times 1} \quad (1)$$

其中: k 为目标点总数, $k=1$; m 为传递到各目标点的传递路径数, $m=48$; $\mathbf{H}_{k \times m}^1$ 为激励点到目标点的传递矩阵。

传递函数可以通过实验测量获得,而激励的测量在很多情况下则不那么方便,此时需通过选择参考点,通过激励点和参考点之间的传递函数与参考点的响应计算得到,如式(2)所示。

$$\mathbf{F}_{m \times 1} = \mathbf{H}_{n \times m}^2 \mathbf{a}_{n \times 1} \quad (2)$$

其中: $\mathbf{F}_{k \times 1}$ 为激励力; n 为参考点数, $n=105$; $\mathbf{H}_{n \times m}^2$ 为激励点到参考点的传递矩阵; $\mathbf{a}_{n \times 1}$ 为参考点加速度响应向量。

根据式(1)和式(2)对实验数据进行处理,得到后排目标点合成噪声曲线,并与直接测得的噪声曲线进行对比,如图5所示。可以看出,在低频范围内合成效果较好,尤其在1 102 r/min和1 515 r/min两个问题转速附近合成较为准确(误差在1 dB以内),说明传递路径分析结果可信。图6为后排噪声贡献量分析色谱图。可以看出,对后排测点噪声贡献量较大的几个激励点为左侧下摆臂 x 向、右侧拉杆 x 向、左侧稳定杆 z 向和右侧弹簧 x 向,这些点均属于路径1中后桥悬架与车身连接点的 x 和 z 方向。结果表明,由传动系扭振向车内传递的主要途径应为路径1,即通过后桥传递至车内。

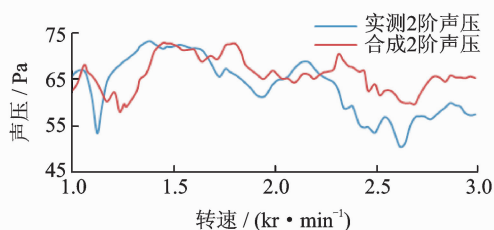


图5 后排噪声2谱次合成曲线与实测曲线对比

Fig. 5 Comparison of synthetic and measured curve of rear measuring point in order 2

2.2 车内噪声机理分析

为了进一步分析1 102 r/min和1 515 r/min

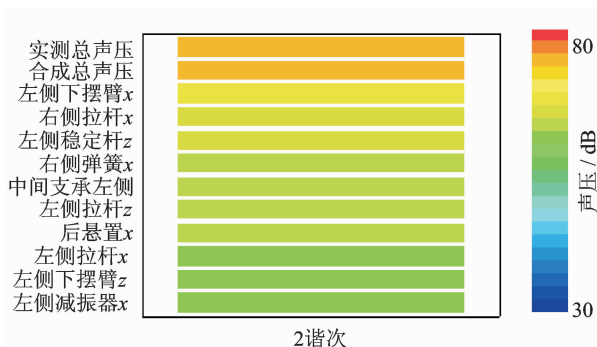


图6 后排噪声2谱次贡献量分析

Fig. 6 Noise contribution analysis of rear measuring point in order 2

附近车内轰鸣声产生机理,对路径1上各节点测点的响应特性进行分析。图7为传递路径上各节点处线性振动响应(由于测点较多,只列举出幅值较大的测点)。图8为传递路径上各节点处模态分析结果。表2为传递路径上各节点固有特性和峰值频率特性统计表。

从图7和表2可以看出,各测点响应均以发动机2阶为主。主减速器输入端扭振响应中,1 515 r/min附近存在峰值,幅值为2.30 rad/s,峰值频率为51.57 Hz。动力传动系扭振自由振动计算结果表明,在50.47 Hz存在扭振固有频率,如图8(a)所示,因此传动系在1 515 r/min附近的峰值为传动系扭振共振产生。另外,在1 102 r/min附近没有峰值,幅值为3.63 rad/s,比1 515 r/min附近共振峰幅值还大,扭振亦较为剧烈。如果将主减速器输入轴看成刚体,对其做受力分析,则传动系较大的扭转交变力矩会通过齿轮啮合力反作用力的形式表现在主减速器输入轴的轴承上,即强烈的扭振会进一步引起后桥的振动。

从图7(b)和表2可以看出,驱动桥壳体振动在1 102 r/min附近和1 873 r/min附近存在明显峰值,峰值附近响应较大的自由度均为 x 和 z 方向。其中,1 873 r/min已经超出了车内轰鸣声问题需要考虑的转速范围,此处不予分析,而1 102 r/min附近的峰值频率为37.02 Hz。后桥模态计算结果表明,存在38.14 Hz的俯仰模态(xOz 平面内转动自由度的模态),与 x 和 z 方向响应较大相吻合,如图8(b)所示,因此1 102 r/min附近峰值是由于后桥俯仰模态共振产生,响应较大方向为 x 与 z 方向。在1 515 r/min附近,没有峰值,故幅值为1.01g(62.38 mm/s)。从结果看,后桥设计已经避开了传动系1 515 r/min(50.47 Hz)的共振频率,没有进一

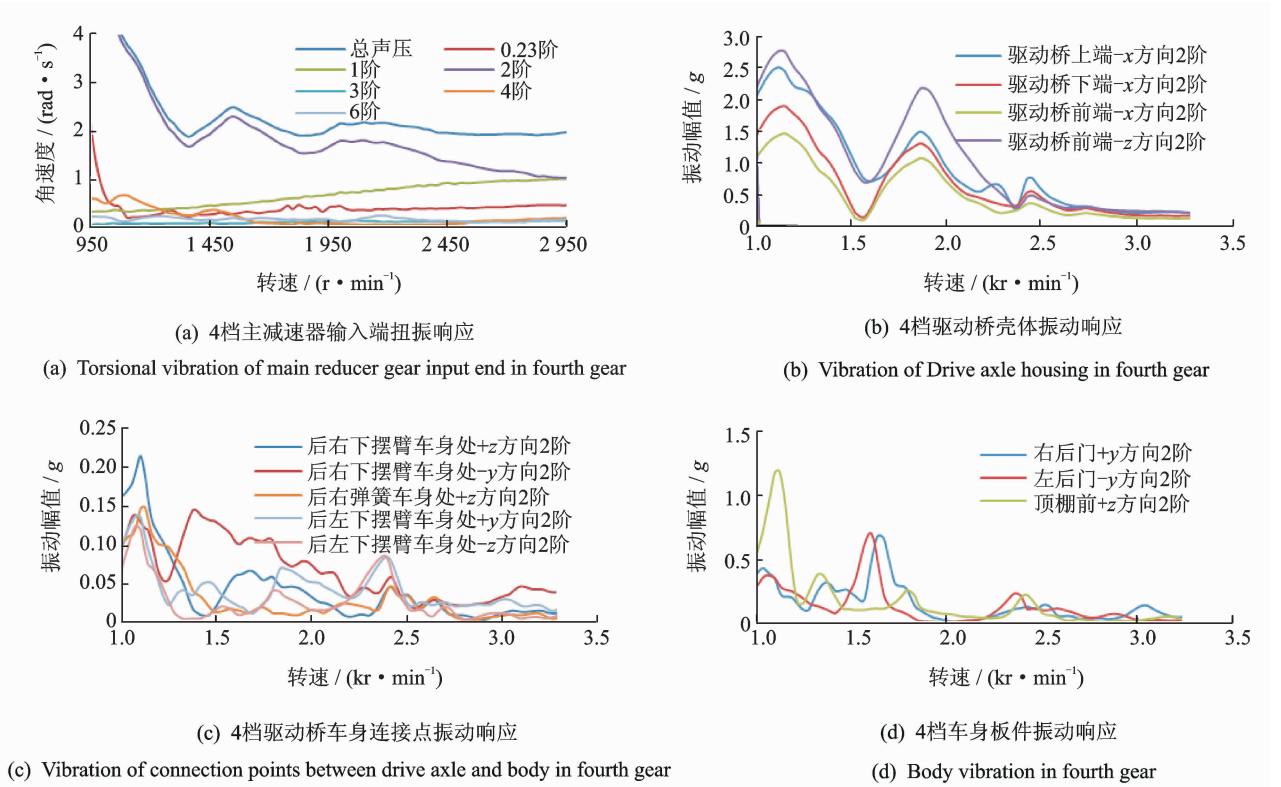


图 7 传递路径上各节点处振动响应

Fig. 7 Vibration response of each node on the transfer path

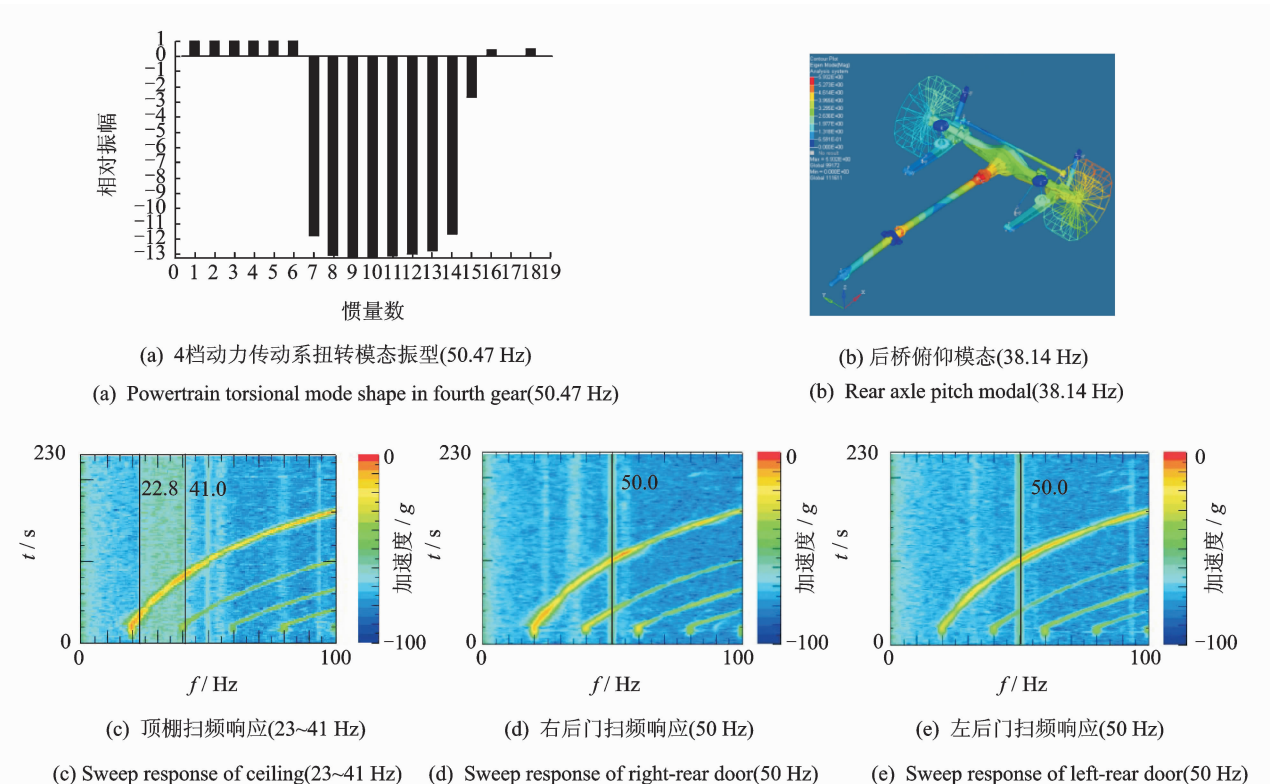


图 8 传递路径上各节点处模态分析结果

Fig. 8 Modal analysis result of each node on the transfer path

表2 传递路径上各节点固有特性和峰值频率特性统计表

Tab. 2 Inherent characteristics and peak frequency characteristics statistics of each node on the transfer path

传递路径 节点名称	测点名称	1 102 r/min		1 515 r/min		固有频率/Hz		
		主要阶次	幅值	峰值频率/Hz	主要阶次		幅值	峰值频率/Hz
传动系扭振/(rad. s ⁻¹)	主减速器输入端	2	3.63		2	2.30	51.57	50.47
驱动桥壳体/g	驱动桥前端 z 向	2	2.73	37.02	2	1.01		38.14
悬架车身连接点/g	后右下摆臂车身处 z 向	2	0.21	36.72				
	后右下摆臂车身处 y 向				2	0.13	49.82	
车身板件/g	顶棚前 z 向	2	1.19	37.10				23~41
	左后门 y 向				2	0.71	53.31	50
	右后门 y 向				2	0.68	54.83	50
车内噪声/Pa	后排中	2	0.077	36.73	2	0.14	50.5	

步放大振动,但是该转速处振动幅值较大,已经属于D级,易引起车身连接点的振动。

从图7(c)和表2可以看出,悬架车身连接处各测点中,多个测点在1 102 r/min附近存在峰值,峰值频率为36.72 Hz,其中以后右下摆臂车身处z向最大,幅值为0.21g,比驱动桥壳体上的振动小了一个数量级,说明悬架在该频率下发挥了较好的减振效果,但共振的特征仍然存在。1 515 r/min附近则只有后右下摆臂车身y向表现出明显的共振峰值,峰值频率为49.82 Hz。两处较大的峰值易进一步引起车身板件振动。

从图7(d)和表2可以看出,车身板件测点中,多个测点在1 102 r/min附近存在峰值,峰值频率为37.10 Hz,其中以顶棚z向最为明显,幅值为1.19g,较悬架车身连接点处的幅值增大了一个数量级,振动被放大。顶棚的扫频实验结果表明,在23~41 Hz范围存在明显的共振区域,如图8(c)所示,顶棚1 102 r/min附近峰值是顶棚共振进一步放大了振动响应所致,这也是导致后排噪声测点1 102 r/min处出现较大峰值的直接原因。1 515 r/min附近峰值较为明显的是左后门y向和右后门y向,峰值频率分别为53.31 Hz和54.83 Hz,幅值分别为0.71g和0.68g,较悬架车身连接点处的幅值增大了数倍,振动被放大。左右后门扫频实验结果表明,左右后门存在较明显的50 Hz固有频率,如图8(d)和图8(e)所示,因此左右后门处1 515 r/min附近的峰值是由于左右后门的共振引起,这也是导致后排噪声测点1 515 r/min处出现较大峰值的直接原因。

综上所述,1 102 r/min和1 515 r/min附近车内轰鸣声的能量来源和传递过程均为:发动机2阶

交变力矩传递至主减速器处,通过齿轮啮合力反作用力的形式作用在后桥上,再经过悬架车身连接点传递至车身板件,最后向车内辐射噪声。在传递过程中,二者峰值形成的原因不同。

1) 1 102 r/min(36.73 Hz)处首先是后桥共振,放大了振动强度,经由悬架减振后幅值得到较大改善,但是峰值特性没有改变,传递至车顶棚,再次引起顶棚共振,最终形成了1 102 r/min处的峰值。

2) 1 515 r/min(50.50 Hz)处首先是传动系扭转共振,产生较大的扭转交变力矩,后桥设计避开了50.50 Hz的固有频率,没有进一步放大振动强度,经由悬架减振后幅值得到较大改善,但是其峰值特性仍然存在,传递至左右后门处,再次引起左右后门共振,最终形成了1 515 r/min处的峰值。

3 降噪措施研究

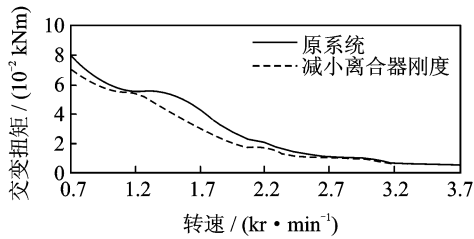
根据车内轰鸣声产生机理,可采用的降噪措施有3类:a.对车身等共振环节重新进行模态匹配,避开问题转速;b.在传递路径上进行隔离;c.减小系统的激振力输入。由于1 102 r/min和1 515 r/min两个峰值产生的机理不相同,笔者选择减小激振力输入的方式来降低车内噪声。结合传递路径分析结果,对于整车线性振动系统,主减速器输入端的扭转交变力矩即为其激振力。只要降低主减速器输入端扭转交变力矩,即可减小线性振动系统的激励输入,从而改善车内噪声。

减小主减速器输入端交变扭矩的方法可分为两类:a.对动力传动系扭振系统参数进行优化;b.对动力传动系加装扭振减振装置。

3.1 扭振系统参数优化

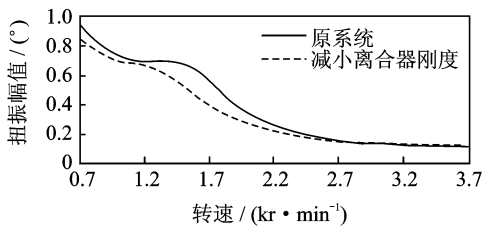
对动力传动系扭振系统参数进行灵敏度分析,确定离合器刚度和半轴刚度对第 5 阶扭振模态(50.47 Hz)灵敏度较大。对二者进行多次调整计算后,将离合器刚度由原来的 874.9 Nm/rad 减小至 600 Nm/rad,考虑到强度要求,半轴刚度的调整减小 35%(强度要求的最小值)。

图 9 为减小离合器刚度前后,主减速器输入端交变扭矩和扭振幅值曲线。可以看出,减小离合器刚度,1 515 r/min 附近峰值向左移,主减速器输入端交变力矩和扭振幅值都有所下降;但是峰值左移,使得 1 102 r/min 附近扭矩没有得到改进。



(a) 主减速器输入端交变扭矩

(a) Torsional alternating moment of final drive input



(b) 主减速器输入端扭振幅值

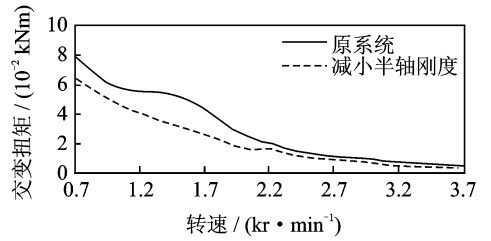
(b) Torsional vibration amplitude of final drive input

图 9 减小离合器刚度前后,主减速器输入端交变扭矩和扭振幅值曲线

Fig.9 Before and after reducing clutch stiffness, torsional alternating moment and torsional vibration amplitude curves of final drive input

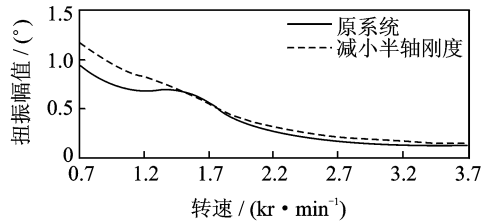
图 10 为减小半轴刚度前后,主减速器输入端交变扭矩和扭振幅值曲线。可见,减小半轴刚度后,主减速器输入端交变扭矩在全转速范围内都有明显减小,但小于 1 500 r/min 时,扭振幅值变大,扭振恶化。

综上所述,优化扭振系统参数对减小主减速器输入端交变扭矩的作用有限,且有一定的负面影响。



(a) 主减速器输入端交变扭矩

(a) Torsional alternating moment of final drive input



(b) 主减速器输入端扭振幅值

(b) Torsional vibration amplitude of final drive input

图 10 减小半轴刚度前后,主减速器输入端交变扭矩和扭振幅值曲线

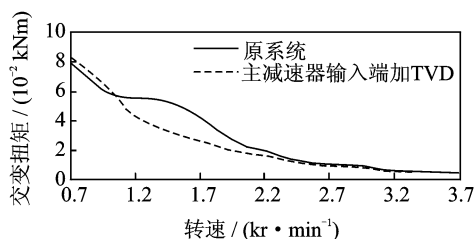
Fig.10 Before and after reducing axle stiffness, torsional alternating moment and torsional vibration amplitude curves of final drive input

3.2 加装扭振减振装置

为减小主减速器输入端的交变扭矩,采用加装阻尼弹性扭振减振器(torsional vibration damper,简称 TVD)和换装双质量飞轮两个措施。

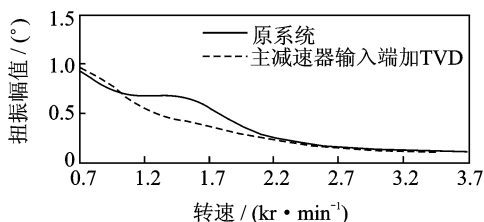
由于 1 515 r/min 处的车内噪声问题最严重,所以在 TVD 设计时,针对 1 515 r/min,50.47 Hz 共振点进行减振器匹配,同时兼顾 1 102 r/min 问题,使调整后的模态频率避开 36.73 Hz。在设计 TVD 时,将原系统简化成单质量扭摆,当量惯量 $I_d=0.020\ 24\ \text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。设计中惯量比 $\mu=0.3$,最佳定调比 $\nu=1/(1+\mu)=0.769\ 23$,减振器惯量 $I_j=0.006\ 07\ \text{kg} \cdot \text{m}^2$,刚度 $k_j=277.85\ \text{Nm/rad}$,阻尼系数为 $\delta_j=0.915\ \text{Nms/rad}$ 。

图 11 为加装 TVD 前后主减速器输入端交变扭矩和扭振幅值曲线。可以看出,在 1 000 ~ 2 200 r/min 范围,主减速器输入端扭转交变力矩和扭振幅值都有较明显的下降,大大改善了 1 515 r/min 附近的车内噪声激振力,对 1 102 r/min 附近的车内噪声激振力改善相对较小。但在 1 000 r/min 以下,交变力矩和扭振幅值都有所增加,恶化了扭振和车内噪声激振力,且该转速仍然位于怠速以上,可能造成新的车内噪声。结果表明,加 TVD 对



(a) 主减速器输入端交变扭矩

(a) Torsional alternating moment of final drive input



(b) 主减速器输入端扭振幅值

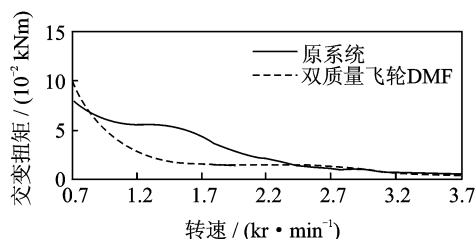
(b) Torsional vibration amplitude of final drive input

图 11 加装 TVD 前后,主减速器输入端交变扭矩和扭振幅值曲线

Fig. 11 Before and after installing TVD, torsional alternating moment and torsional vibration amplitude curves of final drive input

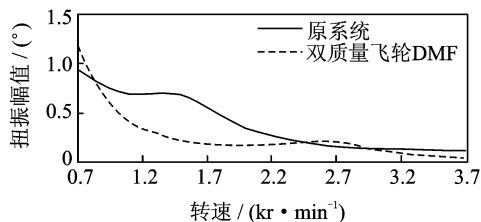
1 102 r/min和 1 515 r/min 两处峰值的激振力都有改善效果,但在 1 000 r/min 转速以下会有一定的恶化。

双质量飞轮(dual mass flywheel,简称 DMF)能够很好地降低传动系的扭振,应用文献[16]方法设计双质量飞轮相关参数。发动机原飞轮质量为 $0.076 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,选取惯量比 $I_{f1}/I_{f2}=0.81$,则第 1 飞轮惯量为 $0.034 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,第 2 飞轮惯量为 $0.042 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。该车最大转矩 $M_{e\max}=150 \text{ Nm}$,极限共振转矩 M_j 一般为 $(1.5\sim 2) M_{e\max}$,取 $M_j=1.6M_{e\max}$ 。DMF 的极限工作转角 θ_{\max} 一般为 $40^\circ\sim 60^\circ$,取 $\theta_{\max}=50^\circ$ 。若已知临界转角 $\theta_c=8^\circ$,则 DMF 的刚度 $K_{\text{DMF}}=M_j/(\theta_{\max}-\theta_c)=5.71 \text{ Nm}/(\text{°})$ 。目前,普遍采用的黏性阻尼器和干摩擦阻尼器的阻尼值一般为 $0.03\sim 0.15 \text{ Nms}/(\text{°})$,取 $C_{\text{DMF}}=0.1 \text{ Nms}/(\text{°})$ 。图 12 为换装 DMF 前后主减速器输入端交变扭矩和扭振幅值曲线。由图可知,在 $800\sim 2\,200 \text{ r/min}$ 转速范围内,主减速器输入端交变扭矩和扭振幅值都有明显下降,大大改善了 1 515 r/min 和 1 102 r/min 附近的车内噪声激振力。小于 800 r/min 范围,交变扭矩和扭振幅值都有所增加,但该转速已经位于怠速以外。结果表明,DMF 能够很好地改善 1 102



(a) 主减速器输入端交变扭矩

(a) Torsional alternating moment of final drive input



(b) 主减速器输入端扭振幅值

(b) Torsional vibration amplitude of final drive input

图 12 加装 DMF 前后,主减速器输入端交变扭矩和扭振幅值曲线

Fig. 12 Before and after installing DMF, torsional alternating moment and torsional vibration amplitude curves of final drive input

r/min 和 1 515 r/min 两处峰值的激振力的激振力输入和扭振响应,效果优于加装 TVD。

综合上述降噪措施,优化扭振系统参数效果有限,负面影响较大。加装 TVD 和换装 DMF 对 1 102 r/min和 1 515 r/min 两处车内噪声激振力都有改善效果,TVD 在 1 000 r/min 以下会使扭振和车内噪声激振力增加,而 DMF 将负面影响的转速移到怠速以外,改善效果也更明显。

4 降噪效果实验

针对加装 TVD 和换装 DMF 两种效果较明显的措施,对降噪效果进行实验验证。图 13 为加装 TVD 前后车内噪声曲线。可以看出,加装 TVD 之后,1 515 r/min 附近噪声有较大改善,1 102 r/min 附近噪声反而有所增加,高转速噪声下降明显,低转速噪声有所增加,这与图 11 所示的传动系扭振计算结果吻合。使得车内噪声增加的转速小于 1 250 r/min,而传动系扭振结果小于 1 000 r/min,这点不完全吻合,主要原因是实验用的 TVD 参数未能完全达到设计要求。

图 14 为换装 DMF 前后车内噪声曲线。可见,在整个转速范围内车内噪声都明显改善,尤其在

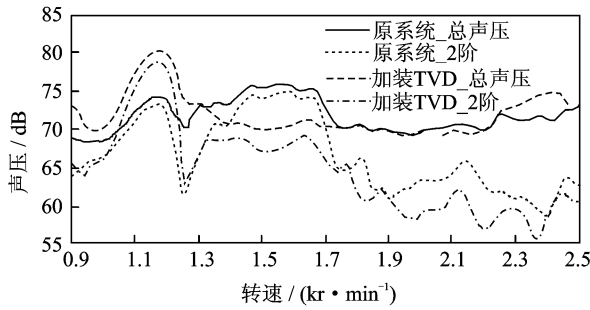


图13 加装 TVD 前后车内噪声曲线

Fig. 13 Before and after installing TVD, interior noise level curve

1 102 r/min和 1 515 r/min 附近车内噪声下降明显, 多达 15 dB 且峰值特征基本被消除。车内噪声幅值和峰值变化情况与图 12 所示的扭振变化规律完全吻合。

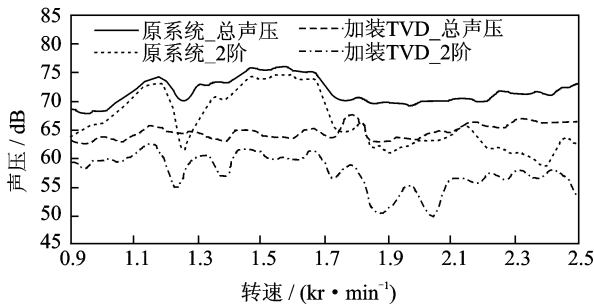


图14 换装 DMF 前后车内噪声曲线

Fig. 14 Before and after installing DMF, interior noise level curve

综上所述, 加装 TVD 和换装 DMF 之后扭转交变力矩变小, 车内噪声也变小且交变扭矩和车内噪声的幅值和峰值变化规律相同, 计算与实验结果吻合较好。这说明车内噪声的激振力确实来源于主减速器输入端的扭矩, 车内噪声由动力传动系扭转振动引起。改进效果也证明了本研究分析得到的车内轰鸣声产生机理的正确性。

5 结 论

1) 该型车车内轰鸣声最严重的位置为后排中测点, 1 102 r/min (36.73 Hz) 峰值是由于后桥和顶棚两次共振放大引起; 1 515 r/min (50.50 Hz) 峰值是由于传动系扭振和左右后车门两次共振放大引起。

2) 车内轰鸣声激振力来源于传动系扭转交变力矩。传递路径为扭转交变力矩以主减速器齿轮啮

合力反力的形式作用在后桥上, 然后传递至悬架车身连接点, 最终由车身板件辐射噪声。

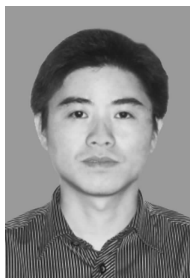
3) 减小传动系扭转交变力矩可以有效解决车内轰鸣声问题。主减速器输入端扭转交变力矩减小, 车内噪声也减小, 且扭振交变扭矩和车内噪声的幅值和峰值变化规律相同。

4) 综合分析各种扭振减振措施的减振效果并给出综合评价, 加装减振装置比优化传动系参数效果好, 换装双质量飞轮效果最好。

参 考 文 献

- [1] 兰靛靛, 闵福江, 邵明亮, 等. 动力吸振技术在车内轰鸣声控制中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(3): 335-338.
Lan Diandian, Min Fujiang, Shao Mingliang, et al. Dynamic vibration absorber for booming noise control [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(3): 335-338. (in Chinese)
- [2] 相龙洋, 左曙光, 何吕昌, 等. 基于试验的汽车手动变速器噪声源识别[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(3): 426-431.
Xiang Longyang, Zuo Shuguang, He Lüchang, et al. Identification of noise sources of automotive manual transmission based on experiment [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(3): 426-431. (in Chinese)
- [3] Hayashi K, Yamaguchi S, Matsuda A. Analysis of booming noise in light-duty truck cab [J]. JSAE Review, 2000, 21(2): 255-257.
- [4] von Holst C. Experimental and numerical NVH analysis and simulation for tractor cabin booming noise reduction [C] // Conference on Agricultural Engineering. Germany: VDI Verlag GMBH, 2007: 89-95.
- [5] 王登峰, 李未, 陈书明, 等. 动力总成振动对整车行驶平顺性的传递路径分析[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2011, 41(S2): 92-97.
Wang Dengfeng, Li Wei, Chen Shuming, et al. Transfer path analysis of power train vibration on vehicle ride comfort [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2011, 41(S2): 92-97. (in Chinese)
- [6] Dai L, Cao J. A numerical structural-acoustic approach to analysis of interior booming noise and noise reduction in an all-terrain tractor cabin [J]. Inter-

- national Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2007, 3(4): 317-338.
- [7] Tanimoto R. A study on reduction of low speed booming noise in a one-box-car (control of wind-up resonance on 4-link type rear suspension) [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, 2002, 68(12): 3547-3553.
- [8] Tao J S, Yue W K. Acoustic booming investigation of a tracked vehicle[C]//41st International Congress and Exposition on Noise Control Engineering 2012, INTER-NOISE 2012. United States; Institute of Noise Control Engineering of the USA, 2012; 860-871.
- [9] Tonge G, Agrawal S. Analysis of open plenum structure for reduction of booming noise[C]//SAE 2013 World Congress and Exhibition. United States; SAE International, 2013.
- [10] Zhen J, Brames A, Williams T, et al. Application of an elastomeric tuned mass damper for booming noise on an off-highway machine[C]//SAE 2013 Noise and Vibration Conference and Exhibition, NVC 2013. United States; SAE International, 2013.
- [11] Tanimoto R, Ninomiya O, Asakura T. Booming noise reduction by vibration control of back door in a one-box-car [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, 2002, 68 (4): 1157-1162.
- [12] Gupta G, Gautam R, Jain C P. Study of coupling behavior of acoustic cavity modes to improve booming noise in passenger vehicles [C] // SAE 2014 World Congress and Exhibition. United States; SAE International, 2014.
- [13] Oh S, Kim H, Park Y. Active control of road booming noise in automotive interiors [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2002, 111 (11): 180-188.
- [14] Lee Y, Nasiri A. Real time active noise control of engine booming in passenger vehicles [C]//2007 World Congress. United States; SAE International, 2007.
- [15] Plunt J. Finding and fixing vehicle nvh problems transfer path analysis [J]. Sound and Vibration, 2005, 39(11): 12-16.
- [16] 吕振华, 吴志国, 陈涛. 双质量飞轮-周向短弹簧型扭振减振器弹性特性设计原理及性能分析 [J]. 汽车工程, 2003, 25(5): 493-497.
- Lü Zhenhua, Wu Zhiguo, Chen Tao. The design principles and performance analysis of DMF-CSS torsional damper [J]. Automotive Engineering, 2003, 25(5): 493-497. (in Chinese)



第一作者简介:王媛文,男,1984年5月生,博士研究生。主要研究方向为汽车动力传动系扭振控制。曾发表《传感器工作间隙对内燃机瞬时转速测量的影响机理及规律》(《内燃机学报》2014年第5期)等论文。

E-mail: wywqsr1984517@163.com

通信作者简介:闫兵,男,1964年11月生,教授。主要研究方向为机械设备振动计算、测试、控制及故障诊断。

E-mail: yanbingwd@163.com